

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukční návrh bubnové sekačky

Design of a drum Lawn Mower

Student:

Jakub Gilar

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Gilar**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Konstrukční návrh bubnové sekačky
Design of a Drum Lawn Mower**

Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh travní bubnové sekačky dle zadaných parametrů. Zpracujte:

- přehled základních typů bubnových sekaček pro použití na zahradách
- koncept navrhovaného řešení s popisem
- základní návrhové a kontrolní výpočty vybraných částí
- výkresovou dokumentaci (min. výkres sestavy a vybraný výrobní výkres).

Zadané podmínky:

- použití na zahradě, sekání cca 3x ročně, plocha zahrady 2500 m², mírně svažité terén
- pohon benzínovým motorem, jednobubnové provedení
- možnost přepravy osobním automobilem a manipulace jednou osobou.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.

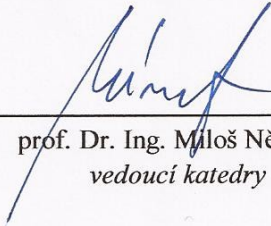
LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2006. ISBN 80-7361-033-7.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

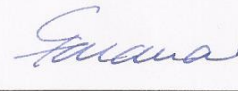
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

Jakub Gilar

Sluneční 1375

Kopřivnice

742 21

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

GILAR, J. Konstrukční návrh bubnové sekačky: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů – 347, 2011, 35 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem bubnové sekačky, konkrétně sekacího nástavce připojeného na pohonnou jednotku. V úvodu je provedeno seznámení se strojem bubnová sekačka, principem práce a účelem sekání. Následně je zpracován stručný přehled výrobců na českém trhu a porovnání technických a výkonových parametrů strojů Vari. Dále je řešen pohon žacího bubnu sekačky – v našem případě řemenovým převodem – návrh a výpočet řemenového převodu, kontrola hlavních perových spojů, výpočet rozměrů výstupní hřídele a potřebné třecí síly k přenosu krouticího momentu na žací buben. V příloze bakalářské práce je doložen sestavný výkres bubnové sekačky a výrobní výkres výstupního hřídele.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

GILAR, J. Design of a Drum Lawn Mower: Bachelor thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms – 347, 2010, 35 p. Thesis head: Pišťáček, D.

This thesis deals with product design drum chipper, specifically cutting adapter attached to the drive unit. In the introduction is made familiarization with the drum moover machine, principle of work and purpose of cutting. Following is a brief overview of a producers on the Czech market and comparing the technical and performance parameters of machines Vari. As next is solved the cutting drum chipper - in our case, belt driven - design and calculation of belt drive, the control of the main pen joints, calculation of the output shaft and the frictional force required to transfer torque to the cutting drum. As an attachment of the bachelor thesis there are assembly drawing of a drum chipper and manufacturing drawing of the output shaft.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů

1	Úvod	- 1 -
1.1	Průzkum trhu	- 2 -
1.2	Pohony žacíh bubnů	- 4 -
1.3	Technické parametry sekaček VARI dle [5]	- 5 -
1.4	Základní části a příslušenství bubnových sekaček (Dakr)	- 6 -
2	Pohon stroje	- 9 -
3	Návrh a výpočet řemenového převodu dle [4]	- 12 -
3.1	Určení průřezu řemene	- 12 -
3.2	Návrh výpočtových průměrů řemenic D_1 a D_2	- 13 -
3.3	Návrh osové vzdálenosti	- 15 -
3.4	Určení délky řemene	- 16 -
3.5	Skutečná osová vzdálenost	- 17 -
3.6	Stanovení potřebného množství řemenů	- 18 -
3.7	Specifikace řemene	- 18 -
3.8	Výpočet předpětí řemene	- 19 -
4	Návrh malé klínové řemenice	- 21 -
4.1	Návrh pera malé (hnací) řemenice	- 22 -
5	Návrh minimálního průměru hřídele žacího bubnu	- 24 -
5.1	Vyjádření průměru hřídele žacího bubnu	- 25 -
6	Návrh pera velké (hnané) řemenice	- 26 -
7	Výpočet třecího momentu pro unášení žacího bubnu	- 27 -
8	Závěr	- 29 -
9	Seznam použité literatury	- 30 -
10	Seznam příloh	- 31 -

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
A	Osová vzdálenost	mm
A_{MAX}	Maximální osová vzdálenost	mm
A_{max}	Maximální osová vzdálenost pro předpětí	mm
A_{MIN}	Minimální osová vzdálenost	mm
A_{min}	Minimální osová vzdálenost pro předpětí	mm
A_{SK}	Skutečná osová vzdálenost	mm
C_k	Součinitel počtu řemenů	-
C_L	Součinitel vlivu délky klínového řemene	-
C_p	Součinitel dynamičnosti pracovního režimu	-
C_α	Součinitel vlivu uhlu opásání	-
D_1	Průměr hnací řemenice	mm
D_2	Průměr hnané řemenice	mm
D_{MAX}	Největší průměr hnací řemenice	mm
D_{MIN}	Minimální průměr hnací řemenice	mm
D_o	Průměr díry šroubu	mm
D_s	Průměr roztečné kružnice šroubů na unašeči	mm
F	Přenášená obvodová síla	N
F_2	Síla na perový spoj	N
F_k	Síla na klíč	N
F_o	Osová síla ve šroubu	N
F_{oC}	Celková osová síla	N
K	Celkový počet řemenů	-
L	Šířka náboje řemenice	mm
$L'p$	Předběžná geometrická délka řemene	mm
L_2	Délka hřídele žacího bubnu	mm
L_p	Normalizovaná délka řemene	mm
M	Šířka věnce řemenice	mm
M_k	Krouticí moment na hřídeli z motoru	Nm
M_{k2}	Krouticí moment na hřídeli žacího bubnu	m
M_T	Třecí moment pro přenesení M_{k2}	Nm
M_u	Utahovací moment	Nm
N_o	Ideální jmenovitý výkon na jeden řemen	kW

N_p	Skut. přenášený výkon jedním řemenem	kW
P_1	Jmenovitý výkon elektromotoru	kW
P_2	Výkon na hřídeli žacího bubnu	kW
S	Rozměr klíče	mm
T	Třecí síla	N
T_1	Točivý moment hnací řemenice	Nm
T_2	Točivý moment hnané řemenice	Nm
b	Šířka pera	mm
d	Průměr výstupního hřídele motoru	mm
d_2	Průměr hřídele žacího bubnu	mm
d_s	Střední průměr	mm
e	Rozteč klínových drážek	mm
f	Vzdálenost klín. drážky od kraje řemenice	mm
f_k	Součinitel tření v klínové drážce	-
f_m	Součinitel tření pod maticí	-
f_o	Součinitel suchého smykového tření	-
f_v	Součinitel vláknového tření	-
f_z	Součinitel tření v závitu	-
h	Výška pera	mm
i	Převodový poměr řemenového převodu	-
i_s	Počet šroubů	-
i_{SK}	Skutečný převodový poměr	-
k	Bezpečnost proti prokluzu	-
l'	Výpočtová délka pera	mm
l'_{SK}	Skutečná normalizovaná délka pera	mm
n_1	Otáčky výs. Hřídele motoru	ot/min
n_2	Otáčky žacího bubnu	ot/min
p_2	Tlak na průřez pera	MPa
p_D	Dovolený měrný tlak pro ocel. řemenici	MPa
s	Pružný zkluz	-
t	Výška pera v hřídeli	mm
t_1	Výška pera v náboji	mm
v_1	Obvodová rychlost hnací řemenice	m.s ⁻¹
v_{1MAX}	maximální obvodová rychlost	m.s ⁻¹
Δi	Tolerance převodového poměru řemenového převodu	%
α	Uhel opásání	°

α_1	Uhel drážky klínové řemenice typu A	°
γ	Doplňkový uhel	°
γ_s	Stoupání závitu	mm
η	Účinnost ložisek	-
π	Ludolfovo číslo	-
τ_D	Dovolené napětí v krutu	MPa
φ	Uhel natočení	°
φ'	Třecí uhel pod závitem	°
φ_{Dov}	Dovolený uhel natočení hřídele	rad.m ⁻¹

1 Úvod

Bubnová sekačka seče travní porost ocelovými noži, umístěnými na obvodu rotačního žacího disku. Sečený porost je odhazován žacím diskem na stranu. Dle šíře záběru má sekačka jeden nebo dva žací disky. Ručně vedené bubnové sekačky mají vlastní pojezd, výšku strniště je pevně dáno konstrukční výškou opěrného spodního disku většinou okolo 4cm.



Obr. 1.1 Bubnová sekačka, [6]

Bubnové sekačky jsou vhodné pro sečení vzrostlého travního porostu i nepravidelně sečeného. Všechny sekačky jsou určeny především pro sečení trávy na seno nebo na krmení pro hospodářská zvířata na rodinných a malých farmách. Při dodržení správné techniky sečení lze velmi dobře sekat i polehlou travu.

Tyto sekačky jsou vyráběny s vlastním pohonem i bez něj ale stroje bez pojezdu mají sice lákavou cenu, ale ta není adekvátní zvýšené námaze a náročnosti při práci.

1.1 Průzkum trhu

Na Českém trhu je zastoupeno mnoho firem, které se zabývají výrobou zahradní techniky a především bubnových sekaček.

Jednou z nejznámějších firem je firma Mountfield, která vyrábí 5 typů takovýchto sekaček. Jsou to typy ROSA, OTAVA, BILANCE, PERLA a BELLA. Tyto typy provedení se liší jak parametry tak samozřejmě cenou která se pohybuje od cca 16 000 Kč do 30 000 Kč dle daného typu.



Obr. 1.2 Bubnová sekačka Mountfield Balance, [8]

Další firmou vyrábějící bubnové sekačky je firma Dakr. Výrobek od tohoto výrobce je možno zakoupit jako jednoúčelový stroj Dakr TEKTON nebo příslušenství k multifunkční stavebnici Dakr PANTER.

Dakr PANTER- je profesionální stavebnice, která umožňuje k jedné pohonné jednotce připojit celou řadu příslušenství a využívat tak stroj po celý rok. Kromě sekání trávy tak zvládne mulčovat, shrabovat nebo obracet seno, odhrnovat nebo zametat sypké hmoty, frézovat sníh, převážet náklady, drtit větve nebo kypřit půdu.



Obr. 1.3 Bubnová sekačka Dakr Tekton, [6]

Další velmi rozšířenou firmou na českém trhu na výrobu bubnových sekaček je firma VARI, která se pyšní taktéž velkou možností příslušenství a možnostmi využití. Tato firma vyrábí 4 typy sekaček: LÍZA, LUCINA, ADELA také sekačku s dvoububnovým provedením.



Obr. 1.4 Sekačka Vari s dvoububnovým provedením, [5]

1.2 Pohony žacích bubnů

Většina bubnových sekaček má pohon žacího bubnu vyřešen pomocí řemenového převodu, který jsem si pro svou bakalářskou práci vybral také. Další způsob je pomocí dvou hřídelí s kuželovým soukolím. Tato druhá varianta je nepochybně složitější na výrobu a bylo by za potřebí mnohem složitějších strojů než při variantě řemenového převodu. I z tohoto důvodu jsem volil při řešení mé práce řemenový převod.

1.3 Technické parametry sekaček VARI dle [5]

Bubnová sekačka Vari DS-521 Liza 60:

Typ motoru	Honda GCV 160
Obsah motoru	160 ccm
Záběr	58,5 cm
Hmotnost	59 kg
Pojezd	2,6 km/h
Rozměry	1730x751x1180 mm
Plocha sečení	800-1400 m ²



Bubnová sekačka Vari BDR-620 Lucina 65:

Typ motoru	Honda GCV 190
Obsah motoru	187 ccm
Záběr	62cm
Hmotnost	61 kg
Pojezd	2,5 nebo 3,4 km/h
Rozměry	1730x795x1191 mm



Bubnová sekačka Vari BDR-595 Adela 60:

Typ motoru	Honda GCV 160
Obsah motoru	160 ccm
Záběr	56 cm
Hmotnost	60 kg
Pojezd	2,7 km/h
Rozměry	1730x750x1185 mm



Dvoububnová sekačka BDR-1200:

Typ motoru	Honda GCV 390
Obsah motoru	389 ccm
Záběr	120,2cm
Hmotnost	200 kg
Pojezd	1,8 až 4,8 km/h



1.4 Základní části a příslušenství bubnových sekaček (Dakr)

Pohonná jednotka:

Základní část multifunkčních strojů, kterou lze rozšířit o řadu multifunkčních nástavců pro sekání, mulčování, orání, obracení trávy atd. jak již je výše uvedeno.



Obr. 1.5 Pohonná jednotka Dakr PANTER FD-3, [6]

Sedačka:

Připojením sedačky za pohonnou jednotku můžeme mnohokrát zjednodušit práci obsluhy zpohodlnit si tak samotné sekání.



Obr. 1.6 Sedačka k sekačce Dakr Panter, [6]

Vozík:

Připojením vozíku dosáhneme pohodlné manipulace s jakýmkoliv materiálem díky pojezdu pohonu.



Obr. 1.7 Vozík Panter, [6]

Radlice:

Pomocí radlice snadno odklidíme nánosy sněhu v zimním období.



Obr. 1.8 Radlice Panter, [6]

Drtič větví:

Drtič větví Panter Drtič větví je určen pro drcení větví do průměru 5 cm a kůry. Jednotlivé nerozvětvené větve si drtič podává sám.



Obr. 1.9 Drtič větví Panter, [6]

Sněhová fréza:

Sněhová fréza snadno odklidí větší nánosy sněhu pomocí šneku.



Obr. 1.10 Sněhová fréza Dakr SF-70, [6]

Dle různých firem a výrobců je mnoho typů nástavců a příslušenství, které mohou ulehčit práci pouze s jednou pohonnou jednotkou.

Další typy nástavců mohou být v podobě kartáčů, obraceček, mulčovačů, rotavátorů a podobně.

2 Pohon stroje

Motor, který bude pohánět celou sekačku, co se týče pojezdu i žacího bubnu je volen na základě výkonových parametrů, které jsou potřebné pro sekání plochy zahrady 2500 m² cca 3x ročně.

Motor HONDA GCV 160 je motor s výkonem 5,5 HP a kroutícím momentem 12,2 Nm. Hlavní předností tohoto motoru je lehký start, nízká spotřeba a výborný krouticí moment. Technické parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 2.1.

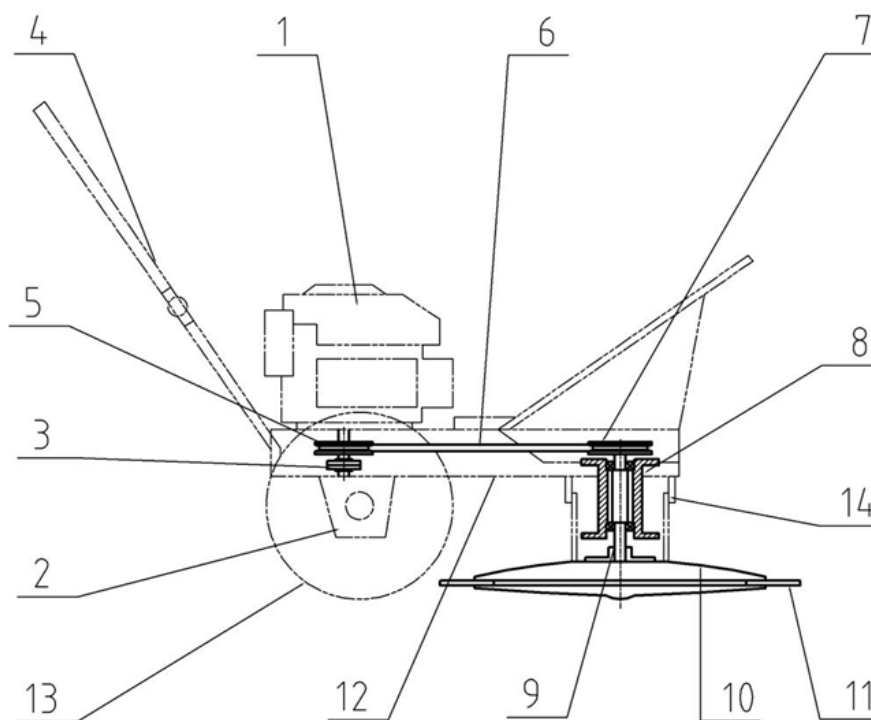
Tabulka 2.1

Objem motoru	160 ccm
Výkon motoru	4,1 kW
Krouticí moment	12,2 Nm
Otáčky výstupního hřídele	3200 ot/min
Hmotnost	22 kg
Objem palivové nádrže	1,1 l
Typ spojky	odstředivá
Průměr výstupního hřídele	20 mm



Obr. 2.1 Motor HONDA GCV 160, [5]

Na výstupní hřídel motoru je připevněna hnací řemenice, která díky řemeni převádí krouticí moment na hnanou řemenici a tím i na hřídel žacího bubnu (Obr. 2.2).



Obr. 2.2 Schéma sekačky

Seznam částí sekačky:

1	Motor HONDA GCV 160
2	Převodovka BDR – 595 pro pohon kol
3	Hřídelová spojka
4	Řidítka
5	Hnací řemenice
6	Klínový řemen
7	Hnaná řemenice
8	Pouzdro uložení hřídele žacího bubnu
9	Hřídel žacího bubnu
10	Žací buben
11	Nože žacího bubnu
12	Těleso sekačky
13	Kola
14	Ochranné kryty uložení hřídele

Převodový poměr řemenového převodu:

-výpočet převodového poměru je proveden jako podíl otáček výstupního hřídele motoru $n_1=3200$ ot/min a otáček žacího bubnu n_2 .

-otáčky žacího bubnu n_2 volím 2100 ot/min

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{3200}{2100} = 1,5 \quad (2.1)$$

Točivý moment hnací řemenice:

-Točivý moment hnací řemenice je vyjádřen ze vzorce pro výpočet jmenovitého výkonu elektromotoru.

$$P_1 = T_1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \Rightarrow$$
$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{4,1 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 3200} = 12,2 \text{ Nm} \quad (2.2)$$

Výkon na hřídeli žacího bubnu:

-Tento výkon je zmenšen o účinnost ložisek η na hřídel žacího bubnu.

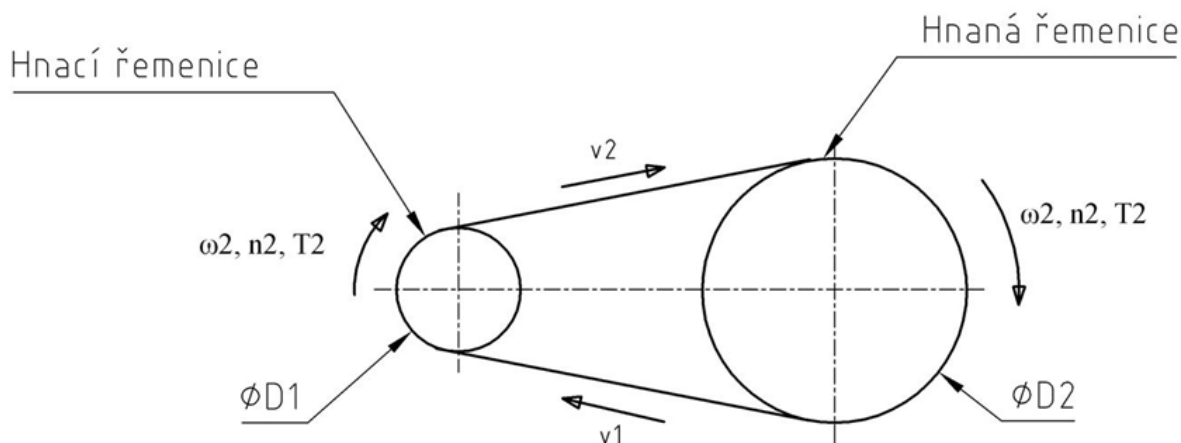
$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 4,1 \cdot 0,98 = 4,02 \text{ kW} \quad (2.3)$$

Točivý moment hnané řemenice:

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{4,02 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 2100} = 18,3 \text{ Nm} \quad (2.4)$$

3 Návrh a výpočet řemenového převodu dle [4]

Schéma vodorovného převodu pomocí klínového řemene je na obr. 3.1. Hnací klínový řemen klasického průřezu podle ČSN 02 3110 přenáší jmenovitý výkon $P_1 = 4,1$ kW a jmenovité otáčky $n_1 = 3200$ ot/min. Převod je určen převodovým poměrem $i = 1,5$ a tolerancí převodového poměru $\Delta i = \pm 5\%$.

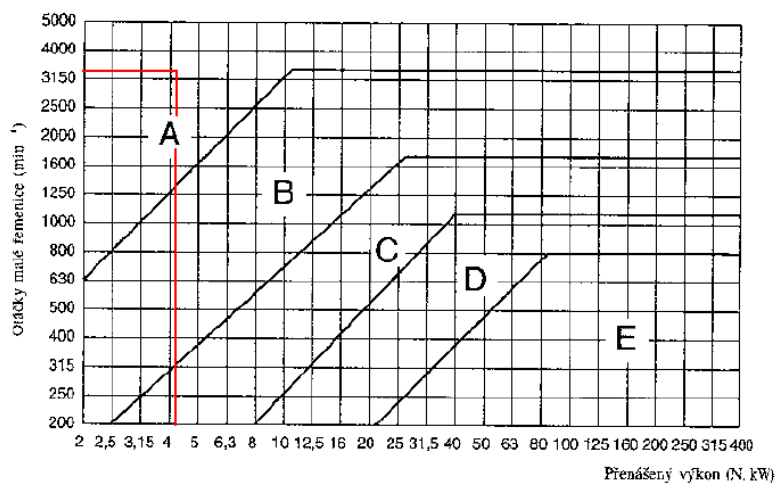


Obr. 3.1 Schéma vodorovného řemenového převodu

3.1 Určení průřezu řemene

Volím dle ČSN 02 3111 [1]. Vynesením otáček malé řemenice $n_1 = 3200$ ot/min a přenášeného výkonu $P_1 = 4,1$ kW do diagram (obr. 3.2) určíme velikost normalizovaného průřezu řemene.

→ Volím průřez A

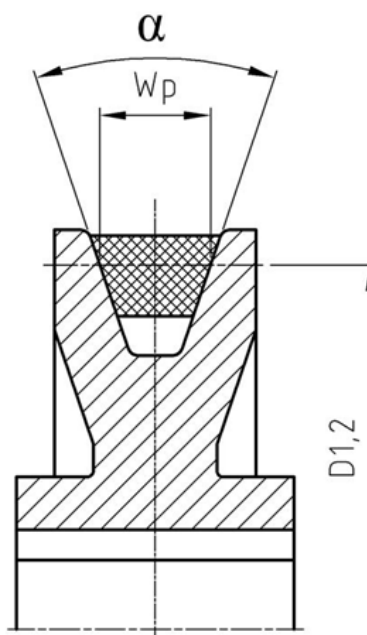


Obr. 3.2 Diagram určení potřebného průřezu klínového řemene, [4]

3.2 Návrh výpočtových průměrů řemenic D_1 a D_2

Dle ČSN 02 3180 byla určena minimální velikost výpočtového průměru řemenice $D_{\text{MIN}} = 90$ mm. Tato hodnota je závislá na typu průřezu řemene A.

Z tabulky normalizovaných průměrů řemenic dle ČSN 02 3180 [4] byl zvolen průměr hnací řemenice $D_1 = 100$ mm (Obr. 3.3).



Obr. 3.3 Rozměry řemenic

Výpočet průměru hnané řemenice:

Vynásobením průměru hnací řemenice D_1 a převodového poměru i .

$$D_2 = D_1 \cdot i = 100 \cdot 1,5 = 150 \text{ mm} \quad (3.1)$$

Dle ČSN 02 3180 [4] byl zvolen průměr hnací řemenice $D_2 = 150$ mm.

Obvodová rychlost hnací řemenice:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 10^{-3} \cdot 3200}{60} = 16,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \leq 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.2)$$

Jelikož je obvodová rychlost hnací řemenice menší než $25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ volím řemen typu INDUSTRIAL.

Skutečný převodový poměr:

Pro řemen typu INDUSTRIAL volíme hodnotu pružného skluzu $s = 0,02$

$$i_{SK} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1-s)} = \frac{150}{100 \cdot (1-0,02)} = 1,53 \quad (3.3)$$

Největší průměr hnací řemenice:

Tento průměr D_{MAX} je určen maximální obvodovou rychlostí $v_{1MAX} = 25 \text{ m.s}^{-1}$ pro řemen typu INDUSTRIAL.

$$D_{MAX} = \frac{60\,000 \cdot v_{1MAX}}{\pi \cdot 3200} = \frac{60\,000 \cdot 25}{\pi \cdot 3200} = 149,2 \text{ mm} \Rightarrow 150 \text{ mm} \quad (3.4)$$

$$D_{MIN} \leq D_1 \leq D_{MAX} \quad (3.5)$$
$$90 \leq 100 \leq 150 \Rightarrow \text{Podmínka vyhovuje}$$

Podmínka zadané tolerance skutečného převodového poměru:

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{SK} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right)$$
$$1,5 \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) \leq 1,53 \leq 1,5 \cdot \left(1 + \frac{5}{100}\right) \quad (3.6)$$
$$1,425 \leq 1,53 \leq 1,575 \Rightarrow \text{Podmínka vyhovuje}$$

3.3 Návrh osově vzdálenosti

Osová vzdálenost je volena na základě vypočtené maximální a minimální osově vzdálenosti. Musí být splněna tato podmínka $A_{MIN} \leq A \leq A_{MAX}$.

Vztahy pro tyto osově vzdálenosti jsou vyjádřeny z rovnice pro úhel opásání hnací řemenice

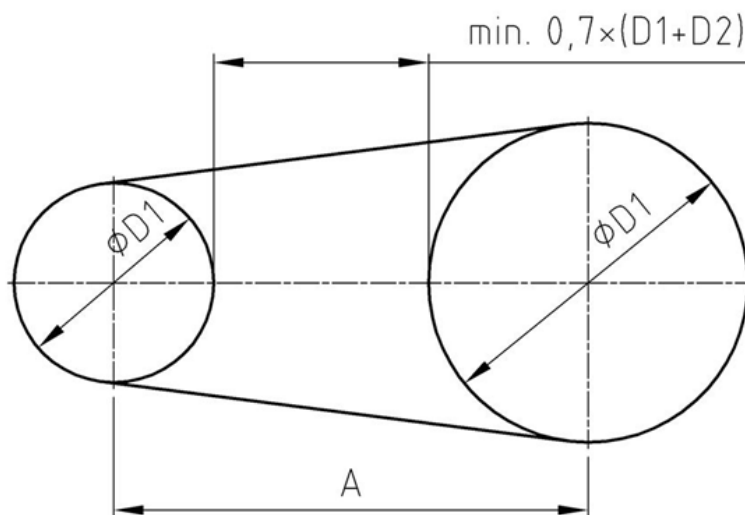
$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} \quad (3.7)$$

Minimální osová vzdálenost:

Min. osovou vzdálenost A_{min} vypočteme dosazením nejmenší velikosti úhlu opásání $\alpha = 90^\circ$.

$$A_{MIN} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{150 - 100}{2 \cdot \cos \frac{90}{2}} = 35,4 \text{ mm} \quad (3.8)$$

Min. osová vzdálenost musí také splňovat podmínku viz. obr. 3.4



Obr. 3.4 Minimální rozestup mezi řemenicemi

$$\min = 0,7 \cdot (D_1 + D_2) = 0,7 \cdot (150 + 100) = 175 \text{ mm} \quad (3.9)$$

$$A_{MIN} = \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2} + \min = \frac{100}{2} + \frac{150}{2} + 175 = 300 \text{ mm} \quad (3.10)$$

Maximální osová vzdálenost:

$$A_{MAX} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (100 + 150) = 500 \text{ mm} \quad (3.10)$$

Zvolení osově vzdálenosti z podmínky:

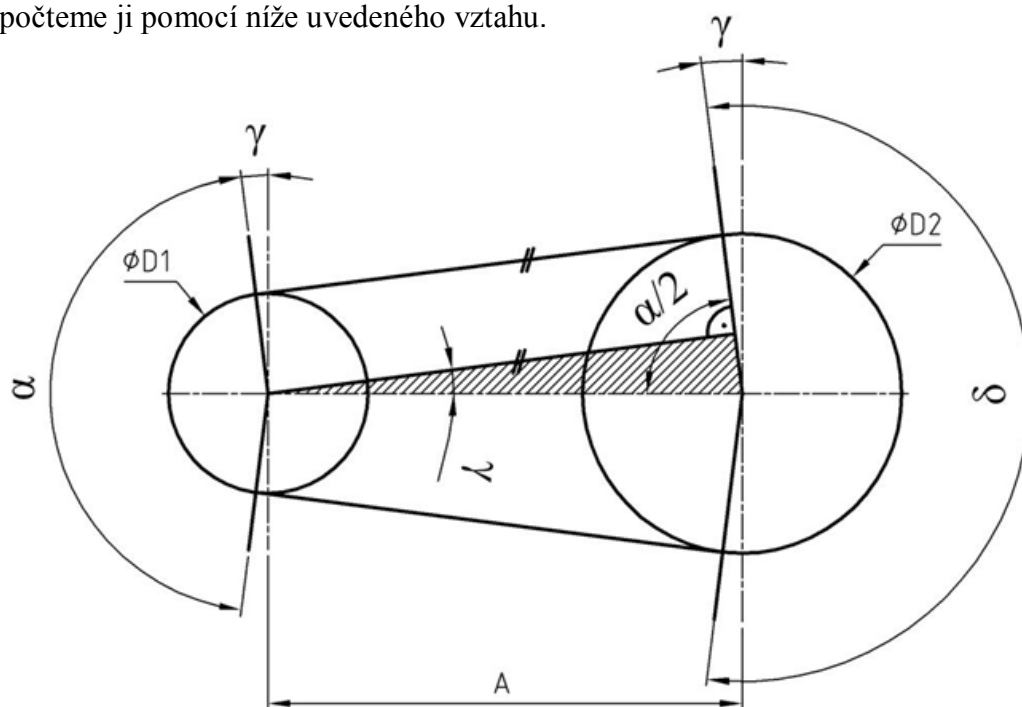
Aby vyhovovaly všechny podmínky minimální osově vzdálenosti, počítám s $A_{MIN} = 300 \text{ mm}$.

Dle níže uvedené podmínky volím osovou vzdálenost $A = 400 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} A_{MIN} &\leq A \leq A_{MAX} \\ 300 &\leq 400 \leq 500 \end{aligned} \quad (3.11)$$

3.4 Určení délky řemene

Předběžná geometrická délka řemene L'_p v rovině neutrálních vláken plyne z obr. 3.5 a vypočteme ji pomocí níže uvedeného vztahu.



Obr. 3.5 Geometrické závislosti řemenového převodu

$$L'_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1) \quad (3.12)$$

Uhel opásání řemenice:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} \Rightarrow$$

$$\alpha = \left(\arccos \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} \right) \cdot 2 = \left(\arccos \frac{150 - 100}{2 \cdot 400} \right) \cdot 2 = 172,83^\circ \quad (3.13)$$

Doplňkový úhel:

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} = 90 - \frac{172,83}{2} = 3,58^\circ \quad (3.14)$$

Předběžná geometrická délka řemene:

$$L'_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)$$

$$L'_p = 2 \cdot 400 \cdot \sin \frac{172,83}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (100 + 150) + \frac{\pi \cdot 3,58}{180} \cdot (150 - 100)$$

$$L'_p = 1194 \text{ mm}$$

→ Vypočtenou délku L'_p upravím dle ČSN 023110 na normalizovanou délku řemene $L_p = 1250 \text{ mm}$.

3.5 Skutečná osová vzdálenost

Pro konstrukční návrh řemenového převodu je třeba znát skutečnou osovou vzdálenost A_{SK} , která odpovídá normalizované délce řemene L_p .

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (3.15)$$

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot 1250 - \frac{\pi}{2} \cdot (100 + 150) - \frac{\pi \cdot 3,58}{180} \cdot (150 - 100)}{2 \cdot \sin \frac{172,83}{2}}$$

$$A_{SK} = 453 \text{ mm}$$

3.6 Stanovení potřebného množství řemenů

Celkový počet řemenů K [-] potřebný pro přenos zadaného výkonu P_1 [kW] určíme ze vztahu kde C_k je součinitel počtu řemenů.

$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_k} \quad (3.16)$$

Skutečný výkon přenášený jedním řemenem:

$$N_p = N_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_P} = 2,42 \cdot \frac{1 \cdot 0,93}{1,1} = 2,046 \text{ kW} \quad (3.17)$$

→ Veličiny N_0 , C_α , C_L a C_P jsou určeny podle normy ČSN 02 3111

Celkový počet řemenů:

$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_k} = \frac{4,1}{2,046 \cdot 0,95} = 2,1$$

→ Volím 2 řemeny

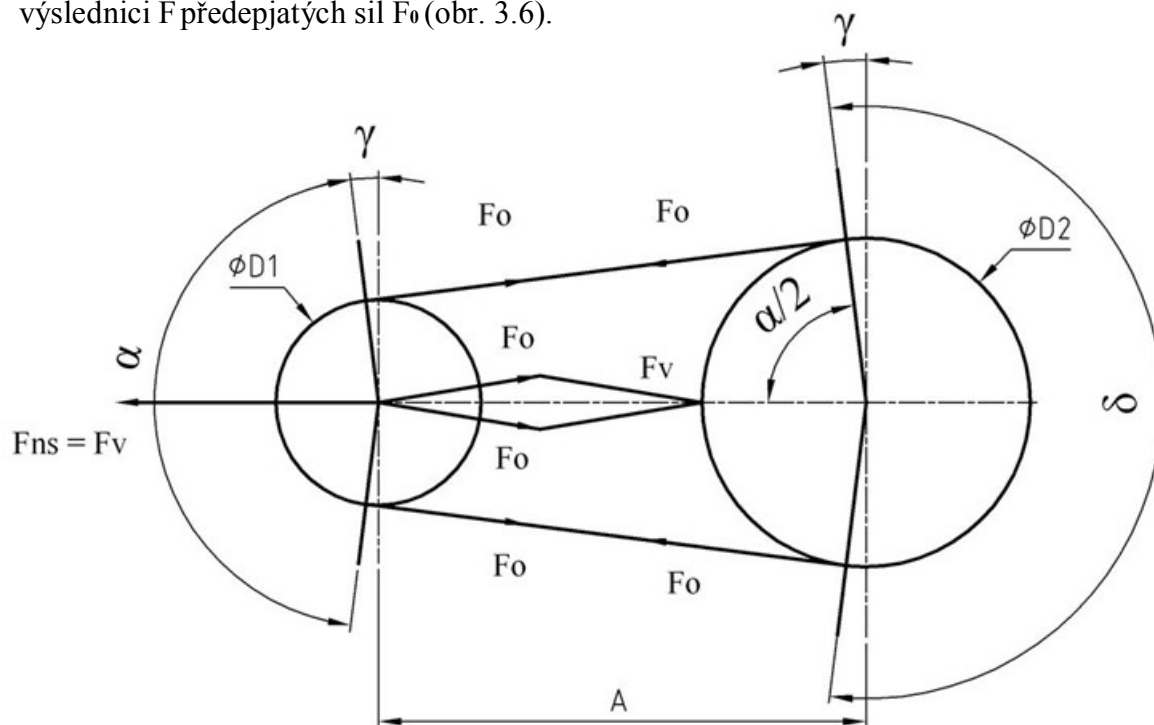
3.7 Specifikace řemene

Zde je uveden příklad označení klínového řemene průřezu A a výpočtové délky $L_p=1250$ mm.

ŘEMEN A – 1250 ČSN 02 3110

3.8 Výpočet předpětí řemene

Sílu předpětí F_0 , která působí stejnou velikostí v obou větvích řemenu, vyvozujeme za klidu při montáži napnutím řemene napínací silou F_{Ns} , která je rovna výslednici F předejatých sil F_0 (obr. 3.6).



Obr. 3.6 Rozložení sil na řemenu

Přenášená obvodová síla:

$$F = \frac{2 \cdot M_K}{D_1} = \frac{2 \cdot \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1}}{D_1} = \frac{2 \cdot \frac{4100 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 3200}}{0,1} = 244 \text{ N} \quad (3.18)$$

Součinitel vláknového tření:

Tento součinitel vychází ze součinitele suchého smykového tření s předpokladem pryžového řemenu na ocelové řemenici $f_0=0,35$ a obvodové rychlosti hnací řemenice v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], která je určena vztahem (3.2).

$$f_v = f_0 + 0,12 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 16,8 = 0,55 \quad (3.19)$$

Součinitel tření v klínové drážce:

Uhel α_1 je normalizovaný uhel drážky řemenice pro řemen typu A.

$$f_K = \frac{f_v}{\sin \frac{\alpha_1}{2}} = \frac{0,55}{\sin \frac{34}{2}} = 1,88 \quad (3.20)$$

Potřebné předpětí řemene:

Bezpečnost proti prokluzu $k=(1,3 \text{ až } 1,6)$ je volena 1,5 a v tomto případě $\hat{\alpha} = 3,02$ je hodnota uhlu opásání řemenice v obloukové míře.

$$F_0 = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_K \cdot \hat{\alpha}} + 1}{e^{f_K \cdot \hat{\alpha}} - 1} = 1,5 \cdot \frac{244}{2} \cdot \frac{e^{1,883,02} + 1}{e^{1,883,02} - 1} = 184,2 \text{ N} \quad (3.21)$$

Osová vzdálenost v rozmezí pro předpětí a demontáž:

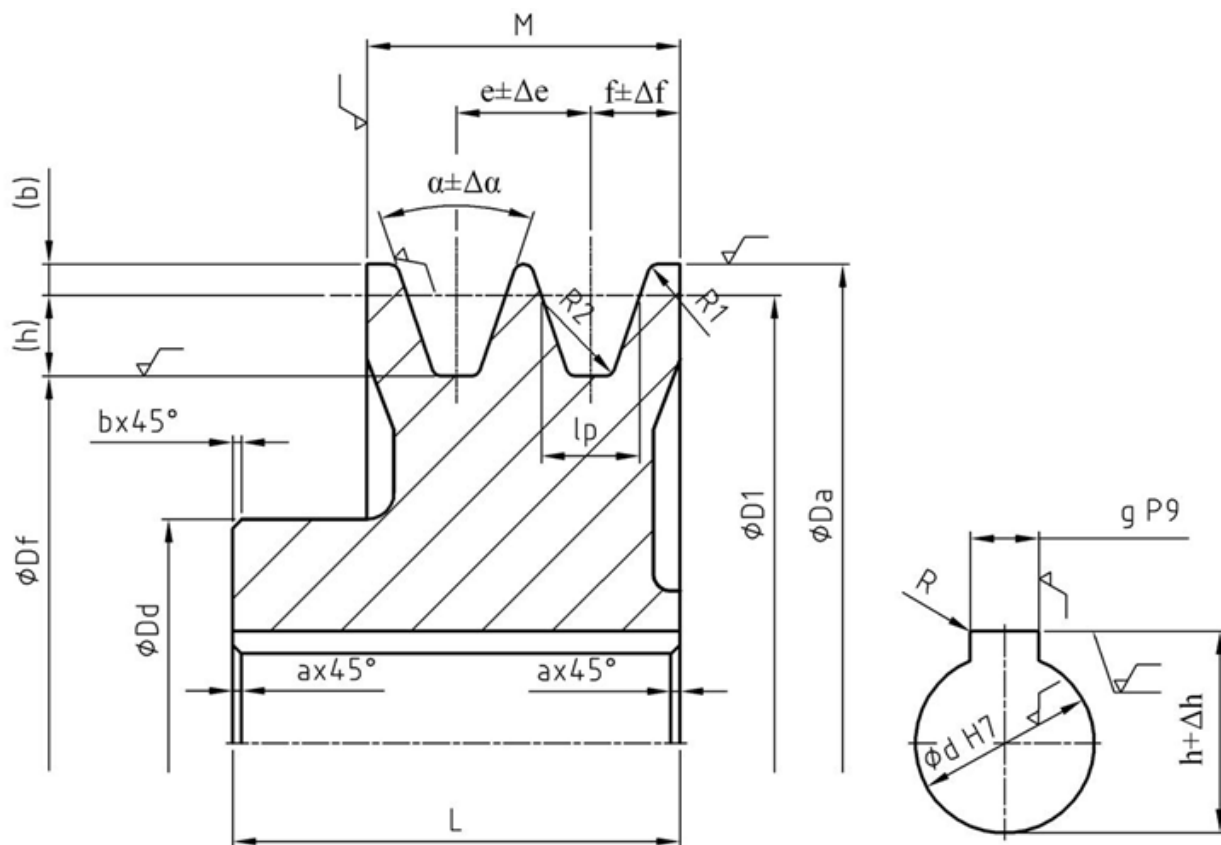
$$A_{\min} = A_{SK} - 0,015 \cdot L_P = 453 - 0,015 \cdot 1250 = 434 \text{ mm}$$

$$A_{\max} = A_{SK} + 0,030 \cdot L_P = 453 + 0,030 \cdot 1250 = 490,5 \text{ mm} \quad (3.22)$$

4 Návrh malé klínové řemenice

Klínová řemenice musí mít předepsaný tvar a rozměry drážky, aby byla zaručena správná poloha řemene. Řemen musí dosedat celým bokem na drážku, nesmí vyčnívat z drážky ani dosedat na dno drážky. Rozměry a tolerance drážky (b , h , e , Δe , f , Δf , l_p) stanovujeme ze strojnických tabulek [1] pro daný typ řemene (viz. Obr. 4.1).

Tyto rozměry jsou uvedeny v tabulce 4.1.



Obr. 4.1 Rozměrové schéma řemenice

Tabulka 4.1 Rozměry drážek v [mm]

Typ řemene	l_p	b_{MIN}	h_{MIN}	e	Δe	f	Δf
A	11	3,3	8,7	15	$\pm 0,3$	10	+2 -1

Šířka věnce:

$$M = (K - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (2 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 35 \text{ mm} \quad (4.1)$$

Průměr vrtání řemenice z krutu:

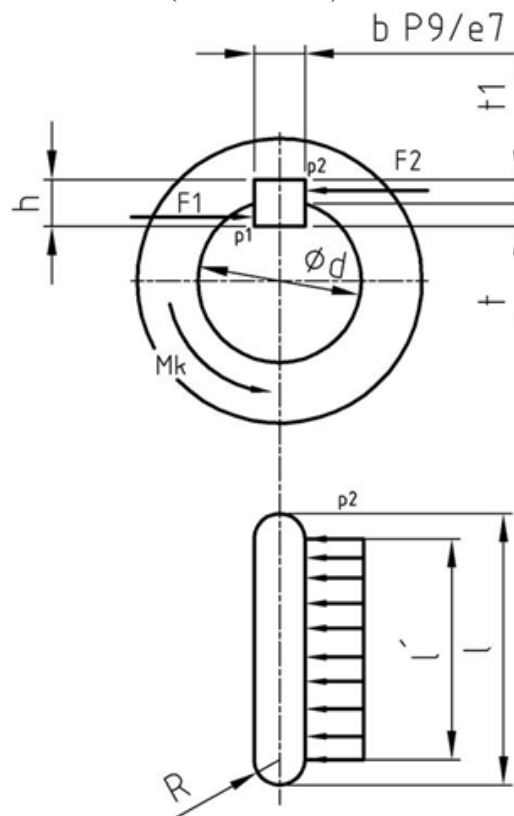
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_D}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \cdot 10^3}{\pi \cdot \tau_D}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \frac{4100 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 3200} \cdot 10^3}{\pi \cdot 15}} \geq 15,9 \text{ mm} \quad (4.2)$$

$$\tau_D = (15 \div 25) \text{ MPa} \Rightarrow \text{volím } 15 \text{ MPa}$$

Z motoru HONDA GCV 160 naší pohonné jednotky je vyveden výstupní hřídel o průměru 20 mm a tímto výpočtem bylo dokázáno, že tento hřídel vydrží namáhání v krutu na výše vypočtený krouticí moment.

4.1 Návrh pera malé (hnací) řemenice

Šířku náboje L [mm] volíme podle délky těsného, hřídelového pera $l \leq L$ [1]. Pero budeme kontrolovat na otláčení (viz. Obr 4.2).



Obr.4.2 Schéma namáhání pera na otláčení

Rozměry pera pro průměr hřídele 20 mm dle[1] potřebné pro výpočty perového spoje jsou uvedeny v následující tabulce 4.2.

Tabulka 4.2 Rozměry pera [mm]

D		Drážka			Pero			
přes	do	t	t ₁	R ₁	b	h	l _{MIN}	l _{MAX}
17	22	3,5	2,5	0,4	6	6	16	70

Síla na perový spoj:

$$F_2 = \frac{M_K}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{\frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{\frac{4100 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 3200} \cdot 10^3}{\frac{20}{2} + \frac{2,5}{2}} = 1066,7 \text{ N} \quad (4.3)$$

Výpočtová délka pera:

Dovolený měrný tlak pro ocelovou řemenici $p_D = (60 \text{ až } 80 \text{ MPa}) \rightarrow$ volím 70 MPa

$$l' = \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} = \frac{1066,7}{70 \cdot 2,5} = 6,09 \text{ mm} \quad (4.4)$$

Délku pera volím v rozmezí šířky řemenice L a šířky věnce M $\rightarrow l'_{SK} = 40 \text{ mm}$

Kontrola na otláčení:

$$p_2 = \frac{F_2}{t_1 \cdot l'_{SK}} = \frac{1066,7}{2,5 \cdot 40} = 10,7 \text{ MPa} \quad (4.5)$$

$$p_2 \leq p_D$$

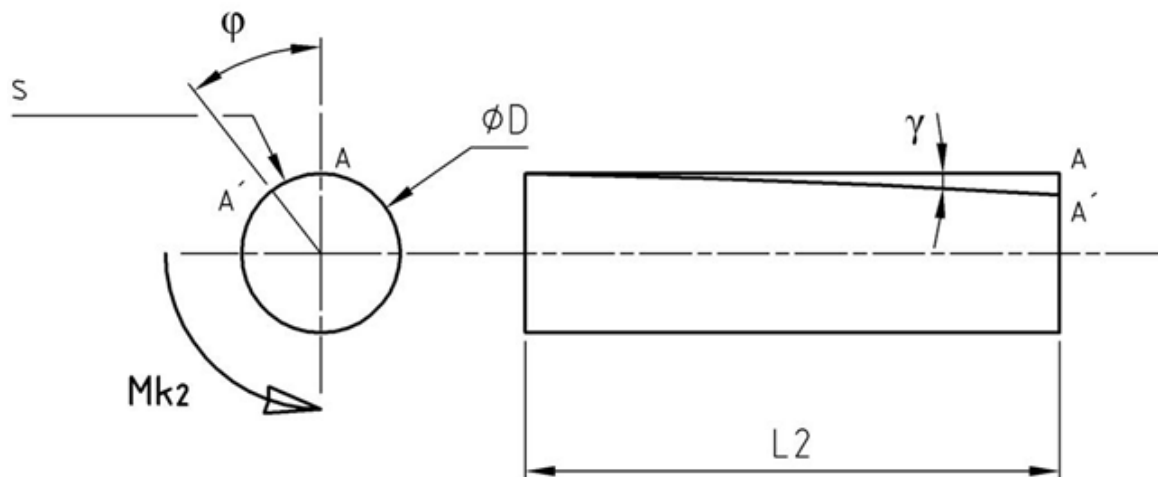
$10,7 \leq 70 \Rightarrow$ Podmínka vyhovuje

Označení:

PERO 6 e7 x6x35 ČSN 02 2562

5 Návrh minimálního průměru hřídele žacího bubnu

Výpočet vychází z Hookeova zákona, kdy potřebuju vyjádřit rovnici pro dovolený uhel natočení φ [rad/m⁻¹] se které si dále dokážu vyjádřit rovnici pro průměr hřídele.



Obr. 5.1 Schéma hřídele zatěžované krutem

Vyjádření uhlu natočení φ

$$\tau = G \cdot \gamma \quad \text{Hookeuv zákon} \quad (5.1)$$

$$s = \widehat{s}$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{L2} = \gamma \quad ; \quad s = r \cdot \varphi$$

⇓

$$L2 \cdot \gamma = r \cdot \varphi \quad \Rightarrow \quad \varphi = \gamma \cdot \frac{L2}{r}$$

$$\varphi = \frac{\tau}{G} \cdot \frac{L2}{r} = \frac{M_{k2}}{wk} \cdot \frac{1}{G} \cdot \frac{L2}{r} = \frac{M_{k2} \cdot L2}{G \cdot Jp} \quad (5.2)$$

5.1 Vyjádření průměru hřídele žacího bubnu

Průměr hřídele mohu vyjádřit pomocí výše získaného vztahu pro uhel natočení (5.2) za předpokladu že dovolený uhel natočení, který budu nyní používat je pro hřídel do délky 1 m roven hodnotě $\varphi_{DOV} = 0,0044 \text{ rad} \cdot \text{m}^{-1}$

$$\varphi_{DOV} \geq \frac{Mk_2 \cdot L2}{G \cdot Jp} \geq \frac{Mk_2 \cdot L2}{G \cdot \frac{\pi \cdot d_2^4}{32}} \Rightarrow d_2 \geq \sqrt[4]{\frac{Mk_2 \cdot L2 \cdot 32}{G \cdot \varphi_{DOV} \cdot \pi}} \quad (5.3)$$

Krouticí moment:

$$Mk_2 = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{P \cdot 30}{\pi \cdot n_2} \quad (5.4)$$

→ Krouticí moment dále dosazuji do vztahu (5.3)

$$\begin{aligned} d_2 &\geq \sqrt[4]{\frac{Mk_2 \cdot L2 \cdot 32}{G \cdot \varphi_{DOV} \cdot \pi}} \geq \sqrt[4]{\frac{P \cdot 30 \cdot L2 \cdot 32}{G \cdot \varphi_{DOV} \cdot \pi^2 \cdot n_2}} \geq \sqrt[4]{\frac{P \cdot 10^3 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot 32}{G \cdot \varphi_{DOV} \cdot \pi^2 \cdot n_2}} \\ d_2 &\geq \sqrt[4]{\frac{10^3 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot 32}{0,8 \cdot 10^5 \cdot 0,0044 \cdot \pi^2}} \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n_2}} \\ d_2 &\geq 129,2 \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n_2}} \Rightarrow \\ d_2 &\geq 129,2 \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n_2}} \geq 129,2 \cdot \sqrt[4]{\frac{4,1}{2100}} \geq 27,1 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.5)$$

→ Nejmenší průměr hřídele žacího bubnu dle vypočítané hodnoty ze vztahu (5.5) odpovídajícímu pro namáhání na krut volím $d_2 = 30 \text{ mm}$.

6 Návrh pera velké (hnané) řemenice

Návrh a samotný výpočet bude probíhat stejně jako v kapitole 4.1 s rozdílem, že pero bude navrhováno na průměr hřídele 30 mm (viz. kapitola 5.1) a otáčky $n_2=2100 \text{ min}^{-1}$.

Rozměry pera pro průměr hřídele 30 mm dle[1] potřebné pro výpočty perového spoje jsou uvedeny v následující tabulce 6.1.

Tabulka 6.1 Rozměry pera [mm]

D		Drážka			Pero			
přes	do	t	t ₁	R ₁	b	h	l _{MIN}	l _{MAX}
30	38	4,7	3,3	0,6	10	8	25	110

Síla na perový spoj:

$$F_2 = \frac{M_{K2}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{\frac{P_2 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_2}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{\frac{4020 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 2100} \cdot 10^3}{\frac{30}{2} + \frac{3,3}{2}} = 1097,9 \text{ N} \quad (6.1)$$

Výpočtová délka pera:

Dovolený měrný tlak pro ocelovou řemenici $p_D=(60 \text{ až } 80 \text{ MPa}) \rightarrow$ volím 70 MPa

$$l' = \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} = \frac{1097,9}{70 \cdot 3,3} = 4,8 \text{ mm} \quad (6.2)$$

Délku pera volím v rozmezí šířky řemenice L a šířky věnce $M \rightarrow l'_{SK} = 40 \text{ mm}$

Kontrola na otlačení:

$$p_2 = \frac{F_2}{t_1 \cdot l'_{SK}} = \frac{1097,9}{3,3 \cdot 40} = 8,3 \text{ MPa} \quad (6.3)$$

$$p_2 \leq p_D$$

$8,3 \leq 120 \Rightarrow$ Podmínka vyhovuje

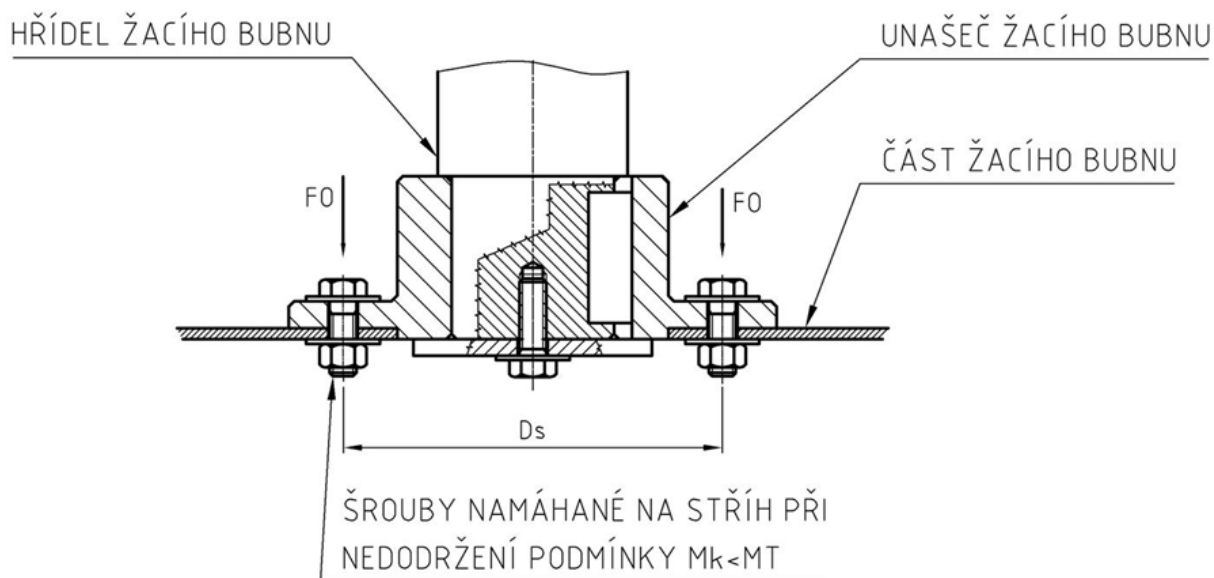
Z důvodu stejného průměru hřídele v místě příruby pro pohánění žacího bubnu volím stejné pero jako pro hnanou řemenici.

Označení:

PERO 10 e7 x8x35 ČSN 02 2562

7 Výpočet třecího momentu pro unášení žacího bubnu

V tomhle výpočtu musí být dodržena podmínka, že krouticí moment na hřídeli žacího bubnu musí být menší nebo v krajním případě roven momentu třecímu vzniklém při utahování šroubů na unášeči žacího bubnu. Kdyby tato podmínka nebyla dodržena, žací buben by namáhal šrouby unášeče na stříh a mohla by vzniknout kolize v podobě přestřihnutí šroubu při přenosu krouticího momentu.



Obr. 7.1 Šrouby namáhané na stříh při přenosu krouticího momentu

Základní podmínka:

$$Mk_2 \leq M_T \quad (7.1)$$

Střední průměr:

Potřebná hodnota pro vypočtení osově síly ve šroubu závislá na velikosti díry D_o a rozměru klíče S ze strojnických tabulek.

$$d_s = \frac{D_o + S}{2} = \frac{5,5 + 8}{2} = 6,8 \text{ mm} \quad (7.2)$$

Třecí uhel pod závitem:

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos 30} = \arctg \frac{0,2}{\cos 30} = 13^\circ \quad (7.3)$$

Stoupání závitu:

$$\gamma_s = \arctg \frac{Ph}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1}{\pi \cdot 4,48} = 4,06 \text{ mm} \quad (7.3)$$

Osová síla ve šroubu:

Utahovací moment M_u je počítán jako síla vynaložená na klíč $F_k=300 \text{ N}$ vynásobená délkou klíče (ramenem) $l=150 \text{ mm}$.

$$M_u = M_{TZ} + M_{TM} = \frac{F_o}{2} \cdot [d_2 \cdot \tg(\gamma_s + \varphi') + fm \cdot ds] \Rightarrow$$

$$F_o = \frac{2 \cdot M_u}{d_2 \cdot \tg(\gamma_s + \varphi') + fm \cdot ds} \quad (7.4)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot F_k \cdot l}{d_2 \cdot \tg(\gamma_s + \varphi') + fm \cdot ds} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 150}{4,48 \cdot \tg(4,06 + 13) + 0,17 \cdot 6,8} = 35561 \text{ N}$$

Celková osová síla:

Tuto sílu dostanu vynásobením osově síly šroubu počtem šroubů na unášceči.

$$F_{oC} = F_o \cdot i = 35561 \cdot 4 = 142247 \text{ N} \quad (7.3)$$

Třecí síla:

$$T = F_{oC} \cdot f = 142247 \cdot 0,15 = 21337 \text{ N} \quad (7.4)$$

Třecí moment mezi unášečem a žací bubnem:

$$M_T = T \cdot \frac{D_s}{2} = 21337 \cdot 35 = 746795 \text{ Nmm} = 746,8 \text{ Nm} \quad (7.5)$$

Podmínka:

$$M_{k_2} \leq M_T$$

$$18,3 \leq 746,7 \Rightarrow \text{Podmínka vyhovuje}$$

→Dle této podmínky lze bez obav říci, že třecí síla je natolik velká, aby přenesla krouticí moment, aniž by šrouby unášeče byly namáhány na stříh.

8 Závěr

Výsledkem této práce je bubnová sekačka osazená motorem Honda GCV 160 s výkonem 4,1 kW a převodovkou BDR – 595 zajišťující pohon kol na rychlost 2,7 km/h. Sekačka je poháněna řemenovým převodem se dvěma řemeny, které zajišťují otáčky na hřídeli žacího bubnu 2100 ot/min^{-1} . Žací buben je osazen čtyřmi noži po obvodu, což zajišťuje kvalitu sekání porostu a zároveň jsou nože uzpůsobeny tak, že při nárazu do jakékoliv tvrdé překážky jako kámen apod. se schovají mezi částí bubnu a nedojde tak k jejich zničení.

V této práci byl nastíněn způsob práce se strojem, jeho přednosti a dovednosti. Dále pak přehled bubnových sekaček na trhu a byly provedeny základní návrhové a kontrolní výpočty stroje. Jednou z prvních věcí byl navrhnout a spočítán řemenový převod, který je, jak už bylo řečeno řešen pomocí dvou řemenů. Dále byly navrženy a zkontrolovány pera pro přenosy krouticích momentů na nejdůležitějších místech stroje. Také byl navržen minimální průměr hřídele žacího bubnu z podmínky pro krut a v poslední řadě byl vypočten třecí moment potřebný pro kvalitní přenesení krouticího momentu z unášече na žací buben.

V závěru práce lze říci, že všechny zadané a počítané podmínky byly splněny. Byl vypracován také výkres sestavy celé bubnové sekačky a výrobní výkres hřídele žacího bubnu. Oba tyto výkresy jsou doloženy jako součást práce v příloze.

Závěrem patří poděkování Ing. Danielu Pišťáčkovi, Ph.D. za rady a vedení při tvorbě této bakalářské práce.

9 Seznam použité literatury

Knihy a příručky:

[1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra – Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003. ISBN 80-86490-74-2.

[2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 91 s., ISBN 978-80-248-1290-8.

[3] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 130 s., ISBN 978-80-248-1860-3.

[4] KALÁB, K.: *Návrh a výpočet řemenového převodu – vysokoškolská příručka*. Ostrava 2008

Internet:

[5] *Zahradní technika VARI, a.s.* [online]. c2011. <<http://www.vari.cz>>

[6] *NAMIR – profesionální nářadí* [online]. c2011. <www.namir.cz>

[7] *HONDA – Power equipment* [online]. c2009. <www.hondastroje.cz/>

[8] *Mountfield – Prodejce zahradní techniky* [online]. c2011. <www.mountfield.cz/>

[9] *Dakr s.r.o.* [online]. c2007. <<http://www.dakr.cz/>>

10 Seznam příloh

Název	Označení	Formát
BUBNOVÁ SEKAČKA	BP-GIL027-01.01	A1
HŘÍDEL ŽACÍHO BUBNU	BP-GIL027-01.02	A3

Použitý software:

Microsoft Office Word 2007

Microsoft office Powerpoint 2007

Autodesk AutoCAD 2010